

**TROIDAL TYPE CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION**

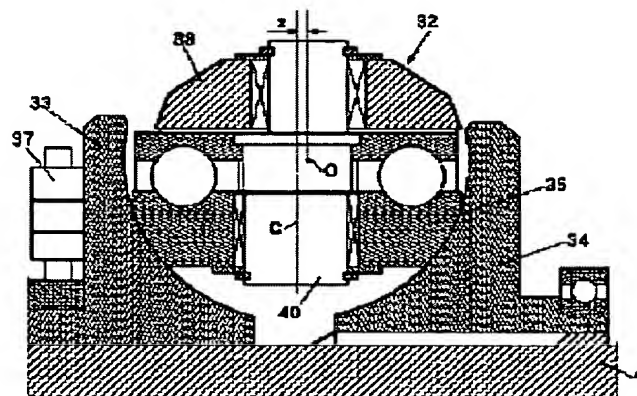
Patent number: JP8145138
Publication date: 1996-06-04
Inventor: SAKAMOTO HARUO; TAKETOMI HIDENAO
Applicant: MAZDA MOTOR
Classification:
- international: **F16H15/38; F16H15/32; (IPC1-7): F16H15/38**
- european:
Application number: JP19940309721 19941117
Priority number(s): JP19940309721 19941117

Report a data error here

Abstract of JP8145138

PURPOSE: To provide a troidal type continuously variable transmission with which the durability of a power roller, etc., is enhanced and the power loss is reduced.

CONSTITUTION: A troidal type continuously variable transmission is composed of an input disc 33 and output disc 34 installed opposingly on the output shaft 4, a power roller 35 installed between the two discs in the pressure contacted condition with possibility of tilting, and a trunnion which supports the power roller rotatably. The rotational center C of the power roller 35 is located offset toward the input disc 33 with respect to the center of tilting in the initial set condition with a gearing ratio of one and with no load applied.

Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平8-145138

(43) 公開日 平成8年(1996)6月4日

(51) IntCl.⁶

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

F 1 6 H 15/38

審査請求 未請求 請求項の数 1 F D (全 10 頁)

(21) 出願番号 特願平6-309721

(22) 出願日 平成6年(1994)11月17日

(71) 出願人 000003137

マツダ株式会社

広島県安芸郡府中町新地3番1号

(72) 発明者 坂本 春雄

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ
株式会社内

(72) 発明者 武富 秀直

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ
株式会社内

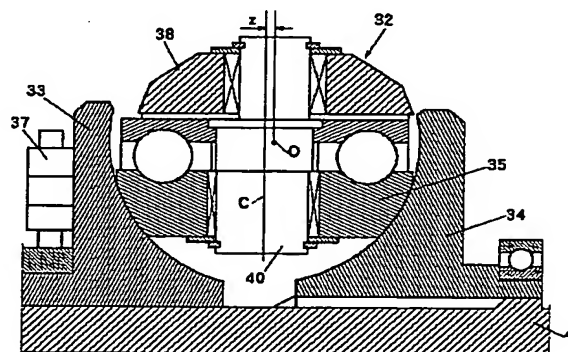
(74) 代理人 弁理士 福岡 正明

(54) 【発明の名称】 トロイダル型無段変速機

(57) 【要約】

【目的】 同軸上に対向配置された入力ディスク及び出力ディスクと、両ディスク間に圧接状態で傾動可能に配置されたパワーローラと、このパワーローラを回転自在に支持するトラニオンとを有するトロイダル型無段変速機において、パワーローラなどの耐久性を向上させると共に、動力損失を軽減することを目的とする。

【構成】 出力軸4上に対向配置された入力ディスク33と出力ディスク34との間にパワーローラ35を圧接状態で傾動可能に配置する。その場合に、パワーローラ35の回転中心Cを、変速比が1で無負荷のイニシャルセット状態において、その傾転中心に対して入力ディスク33側にオフセットさせた状態で配置する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 同軸上に対向配置された入力ディスク及び出力ディスクと、両ディスク間に圧接状態で傾動可能に配置されたパワーローラと、このパワーローラを回転自在に支持するトラニオンとを有するトロイダル型無段変速機であって、上記パワーローラの回転中心が、変速比が1で無負荷のイニシャルセット状態において、その傾転中心に対して入力ディスク側にオフセットされた状態で配置されていることを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】この発明はトロイダル型無段変速機、特に入、出力ディスク間に圧接状態で配置されたパワーローラの支持構造に関する。

【0002】

【従来の技術】自動車などに搭載される変速機としてトロイダル型無段変速機が知られている。このトロイダル型無段変速機は、例えば特開平1-193454号公報に示されているように、エンジン出力が入力される入力ディスクと、該入力ディスクに同軸上に対向配置された出力ディスクと、該出力ディスクと上記入力ディスクとの間に両ディスクに圧接した状態で傾動可能に配置されたパワーローラとを有する単一もしくは複数のトロイダル変速ユニットを備え、上記パワーローラを傾動させることにより、両ディスクに対するパワーローラの接触位置を変化させて変速比を無段階に変化させるように構成したものであるが、この種のトロイダル型無段変速機においては、例えばローディングカムによって回転力をスラスト力に変換して入力ディスク側に伝達することにより、入力ディスク及び出力ディスクとパワーローラとの接触面間に大きな押付力を与えて高面圧状態とし、ガラス状態に遷移するトラクションオイルにより動力を伝達するようになっている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】ところで、この種のトロイダル無段変速機においては、パワーローラをトルク反力やディスク側から作用する押付力反力に抗して支持するために、トラニオンと称する支持部材を用いてパワーローラを回転自在に支持すると共に、パワーローラを傾動させるために、トラニオンをパワーローラの回転軸と入、出力ディスクの回転軸とを含む面と直交する方向を軸心（以下、トラニオンセンターという）として回転自在に支持するようになっている。その場合に、従来においては、イニシャルセット状態（無負荷、減速比=1）におけるパワーローラの回転中心（以下、パワーローラセンターという）がトラニオンセンターを通るように、両者の関係が設定されていたことから、特に変速比が大きい減速域において次のような不都合を生じることが判明した。

【0004】すなわち、例えば図11に示すように、トロイダル変速ユニット101を構成する入力ディスク102に対してローディングカム103を介してFaの押付力が作用しているものとする、パワーローラ104に対しては、入力ディスク102との接触楕円部Siを介して押付力Fbが、出力ディスク105との接触楕円部Soを介して押付力Fcがそれぞれ作用する。そして、これらの押付力Fb、Fcの合力Fsが上記パワーローラ104を支持するトラニオン106に作用することになる。その場合に、伝達トルクが大きいときには、入、出力ディスク102、105からパワーローラ104に作用する押付力Fb、Fcも大きくなることから、出力ディスク105は実際には2点鎖線のように変形すると共に、パワーローラ104を支持するトラニオン106も上記合力Fsの方向に変形することになる。したがって、パワーローラセンターCが、トラニオンセンターOを通る1点鎖線の状態から2点鎖線で示すように出力ディスク105側に偏倚することになり、入力ディスク102及び出力ディスク105とパワーローラ104と間の各接触楕円部Si、Soが、1点鎖線で示す理想変速状態から2点鎖線で示す状態へ移動する。

【0005】つまり、図12に示すように、例えば入力ディスク102とパワーローラ104との間の入力側接触点Piは、幾何学的に見れば入力ディスク102の曲率中心Ciとパワーローラ4の曲率中心Cpとを結ぶ線上に存在する。

【0006】その場合に、出力ディスク105が2点鎖線のように変形すると、ローディングカム103から作用する押付力Faによって入力ディスク102が2点鎖線で示すように軸方向へ移動することから、それに伴って入力ディスク102の曲率中心Ciも、符号(A)で示すように軸方向へ移動する。一方、上記パワーローラ104は、入、出力間の押付力を均等化させるために、符号(I)で示すように、パワーローラセンターCに対して垂直な方向に移動自在に支持されていることから、変形後におけるパワーローラ4の曲率中心Cpは、上記移動方向(I)と符号(U)で示すトラニオン106の変形方向とを合成した方向に移動することになる。

【0007】したがって、入力ディスク102とパワーローラ104との間の入力側接触点Piは、2点鎖線で示すように変形後における入力ディスク102の曲率中心Ciとパワーローラ104の曲率中心Cpとを結ぶ線上へ移動することになるのである。

【0008】このため、パワーローラ104のエッジ部104aが例えば入力ディスク102に乗り上げて耐久性を低下させたり、前述したようにパワーローラセンターCがトラニオンセンターOからずれることから、パワーローラ105に大きな傾転モーメントが作用して動力損失の要因となるのである。

【0009】このことは、図13に示す幾何学的な解析

結果によっても裏づけられる。

【0010】すなわち、所定の減速比（例えば2.4）の状態において最大負荷を印加したときに、破線で示す理想変速状態におけるパワーローラセンターC_oに対して、パワーローラセンターCが出力ディスク側に距離xだけ平行移動したとする。この場合には、入力ディスクとパワーローラとの間の入力側接触点P_iが理想変速状態における入力側接触点P_i'に対して時計回りに移動し、また出力ディスクとパワーローラとの間の出力側接触点P_oが理想変速状態における出力側接触点P_o'に対して反時計回りに移動する。その場合に、入力ディスクの移動量が大きいことから、入力側接触点P_iが大きい*

$$M = (F_i + F_o) \cdot x$$

その場合に、入力側接触点P_iからパワーローラセンターCに下ろした垂線をH_i、出力側接触点P_oからパワーローラセンターCに下ろした垂線をH_oとすると、垂線H_iの足が垂線H_oの足よりも原点Oに設定したトラニオンセンター側に近づくことから、上記両押付力F_b、F_cがほぼ等しいものとすれば、入力ディスク側の押付力F_bの垂直分力F_iが、出力ディスク側の押付力F_cの垂直分力F_oよりも小さくなる。したがって、符号(エ)で示すように、原点O（トラニオンセンターO）を中心とする反時計回りの傾転モーメントMが生じることになる。

【0013】そして、これらの接触点の移動量及び傾転モーメントは、出力ディスクやトラニオンの変形量が大きくなるほど大きくなるのである。

【0014】この発明は、同軸上に対向配置された入力ディスク及び出力ディスクと、両ディスク間に圧接状態で傾動可能に配置されたパワーローラと、このパワーローラを回転自在に支持するトラニオンとを有するトロイダル型無段変速機において、出力ディスクやトラニオンなどの変形に起因する上記の問題に対処するもので、パワーローラのエッジ部がディスクに乗り上げることを防止してパワーローラなどの耐久性を向上させると共に、パワーローラに大きな傾転モーメントが作用することによって生じる動力損失を軽減させることを目的とする。

【0015】

【課題を解決するための手段】すなわち、本願に係る発明は、同軸上に対向配置された入力ディスク及び出力ディスクと、両ディスク間に圧接状態で傾動可能に配置されたパワーローラと、このパワーローラを回転自在に支持するトラニオンとを有するトロイダル型無段変速機において、上記パワーローラの回転中心を、変速比が1で無負荷のインシャルセット状態において、その傾転中心に対して入力ディスク側にオフセットさせた状態で配置したことを特徴とする。

【0016】

【作用】上記の構成によれば次のような作用が得られる。

*く移動することになり、該接触点P_iを中心とする入力側の接触楕円部S_iにパワーローラのエッジ境界線yが入り込むことになる。

【0011】また、入力ディスク側の押付力F_bのパワーローラセンター方向に沿った垂直分力をF_iとし、出力ディスク側の押付力F_cのパワーローラセンター方向に沿った垂直分力をF_oとすると、パワーローラセンターCの偏倚量はxであることから、パワーローラに作用する傾転モーメントMは、次の関係式(1)であらわされる。

【0012】

…(1)

【0017】高負荷減速域において出力ディスクやトラニオンなどが変形することによりパワーローラの回転中心が出力ディスク側に移動したとしても、パワーローラの回転中心が、インシャルセット状態において傾転中心に対して入力ディスク側にオフセットしていることから、傾転中心に対するパワーローラの回転中心の実際の偏倚量が少なくなり、これによって例えば入力ディスクとパワーローラとの間の接触点のパワーローラのエッジ側への移動が抑制され、パワーローラのエッジ部が入力ディスクに乗り上げることが防止されることになって、パワーローラなどの耐久性が向上することになる。また、傾転中心に対するパワーローラの回転中心の偏倚量が少なくなることから、パワーローラに作用する傾転モーメントが軽減されることになって、動力損失も低減されることになる。

【0018】

【実施例】以下、本発明の実施例を図面に基づいて説明する。

【0019】図1、図2に示すように、この実施例に係る自動車のパワートレイン1は、エンジン2と、エンジン出力軸2aに連結されたトルクコンバータ3と、このトルクコンバータ3の出力が伝達される減速装置10と、上記エンジン2の回転が入力されるトロイダル型無段変速機30とを有し、上記減速装置10もしくはトロイダル型無段変速機30の出力、あるいはその両者の出力が出力軸4を介して駆動輪（図示せず）に伝達されるようになっている。

【0020】上記トルクコンバータ3は、エンジン出力軸2aに連結されたケーシング3aと一体のポンプ3bと、このポンプ3bに対向配置されたタービン3cと、該タービン3cと上記ポンプ3bとの間に介設されたステータ3dとを有し、上記タービン3cと一体回転するタービンシャフト3eと、該タービンシャフト3eに外嵌され、かつ一端にワンウェイクラッチ3fを介して上記ステータ3dが連結されて変速機ケーシング60に一体とされた第1中空シャフト3gとが上記減速装置10に連結されている。さらに、上記第1中空シャフト3g

に外嵌され、かつ一端が上記ケーシング3 aに連結された第2中空シャフト3 hの軸端部にはオイルポンプ5が設けられており、このオイルポンプ5がケーシング3 aを介して上記エンジン2により駆動されるようになっている。

【0021】そして、上記減速装置10は、上記タービンシャフト3 eと同軸上に直列配置された第1遊星歯車機構11及び第2遊星歯車機構12を有し、エンジン2側に配置された第1遊星歯車機構11が後退用とされ、また、第2遊星歯車機構12が前進用とされている。上記第1遊星歯車機構11は、シングルピニオン式とされて、上記タービンシャフト3 eに結合されたサンギヤ13を有し、該サンギヤ13に噛合するピニオン14を回転自在に支持するキャリア15が、変速機ケーシング60に固定された上記第1中空シャフト3 gに結合されていると共に、上記ピニオン14に噛合するリングギヤ16がリバースクラッチ17を介してタービンシャフト3 eと同一軸線上に配置された上記出力軸4に連結されている。

【0022】また、上記第2遊星歯車機構12は、ダブルピニオン式とされて、インナピニオン18が上記第1遊星歯車機構11のピニオン14と一体化されていると共に、該第1遊星歯車機構11のサンギヤ13が第2遊星歯車機構12のサンギヤに共用されている。また、上記インナピニオン18とアウトピニオン19とを固定支持するキャリア20は、上記第1遊星歯車機構11のキャリア15と一体化されて第1中空シャフト3 gを介して変速機ケーシング60に固定されている。さらに、この第2遊星歯車機構12を構成するリングギヤ21は、フォワードクラッチ22及びワンウェイクラッチ23を介して上記出力軸4に連結されている。したがって、上記リバースクラッチ17を締結したときには、タービンシャフト3 eの出力が第1遊星歯車機構11を介して上記出力軸4に伝達されて、該出力軸4を後退方向に回転駆動する。また、フォワードクラッチ22を締結したときには、上記タービンシャフト3 eの出力が第2遊星歯車機構12を介して上記出力軸4に伝達されて、該出力軸4を前進方向に回転駆動する。

【0023】一方、上記トロイダル型無段変速機30は、上記出力軸4上に直列に配置された一対の第1、第2トロイダル変速ユニット31、32を有する。これらのトロイダル変速ユニット31、32は同様の構成とされており、上記出力軸4上に該軸4に対して回転自在に設けられた入力ディスク33と、各入力ディスク33に対向配置されて出力軸4と一体回転する出力ディスク34と、該出力ディスク34と入力ディスク33との間に両ディスク33、34にそれぞれ接触した状態で回転及び傾動可能に配置された一対のパワーローラ35、35とを有する。

【0024】そして、上記第1、第2トロイダル変速ユ

ニット31、32における入力ディスク33、33間には、これらの入力ディスク33に対して相対回転可能とされた中間ディスク36が配置されていると共に、この中間ディスク36と各入力ディスク33、33との間に複数のローディングカム37…37がそれぞれ介装されている。これらのローディングカム37…37は、各入力ディスク33に入力される入力トルクが大きくなるほど、各カム37による各入力ディスク33に対する押付力が増大するようになっている。

【0025】さらに、上記中間ディスク36を介して各入力ディスク33にエンジン2の出力を入力するための入力軸51が上記出力軸4に平行に配置されている。この入力軸51のトルクコンバータ3側に位置する端部には第1ギヤ52が設けられて、該第1ギヤ52が中間ギヤ53に噛合されていると共に、この中間ギヤ53が、動力分配クラッチ54を介して上記第2中空シャフト3 hに接続される出力ギヤ55に噛合されている。また、上記入力軸51の他方の端部には、上記中間ディスク36と一体的に設けられた入力ギヤ56に噛合する第2ギヤ57が一体的に設けられている。したがって、上記動力分配クラッチ54を締結した場合には、エンジン2の出力が入力ギヤ56を介してトロイダル型無段変速機30における第1、第2トロイダル変速ユニット31、32を構成する各入力ディスク33、33に入力され、各パワーローラ35…35の傾動角度に応じた所定の変速比(減速比)で各入力ディスク33、33の回転が変速されて各出力ディスク34、34に伝達されるようになっている。

【0026】次に、トロイダル型無段変速機30を構成する第1、第2トロイダル変速ユニット31、32の構成をさらに具体的に説明する。なお、第1トロイダル変速ユニット31及び第2トロイダル変速ユニット32は、上記したように同様の構成であるので、第1トロイダル変速ユニット31を代表して説明する。

【0027】すなわち、第1トロイダル変速ユニット31には、図3に示すように、上下方向に配置された第1、第2トラニオン38、39が設けられており、これらのトラニオン38、39に偏心軸40、40を介してパワーローラ35、35がそれぞれ回転自在に支持されている。変速機ケーシング60にリンクポスト61を介して取り付けられた支持部材62には、上記第1、第2トラニオン38、39の上端部がそれぞれ球面軸受63、63を介して回転自在に支持されていると共に、変速機ケーシング60と一体の仕切壁64にリンクポスト65を介して取り付けられた支持部材66には、上記第1、第2トラニオン38、39の下端部がそれぞれ球面軸受67、67を介して回転自在に支持されている。そして、第1、第2トラニオン38、39には、上記出力軸4と直交する方向に延長されたトラニオンシャフト41a、41bがそれぞれ一体的に取り付けられている。

これらのトラニオンシャフト41a、41bの先端側は、それぞれ上記仕切壁64を貫通してオイルパン68で覆われた下部空間に突出している。

【0028】また、上記仕切壁64には、第1、第2トラニオン38、39を上下にスライドさせるための第1、第2油圧シリンダ71、72が設けられている。これらの油圧シリンダ71、72は、仕切壁64に形成された隔壁部64a、64aにより、それぞれ上部油圧室71a、72aと下部油圧室71b、72bとにそれぞれ分割されている。このうち、第1トラニオン38側の第1油圧シリンダ71における上部及び下部油圧室71a、71bには、それぞれトラニオンシャフト41aに遊嵌合された環状の変速ピストン73a、73bが内挿されている。そして、上部油圧室71aに内挿された変速ピストン73aと上記第1トラニオン38の下端との間にはスラストベアリング42が介装されている。また、上記下部油圧室71bに内挿された変速ピストン73bの下面には、上記トラニオンシャフト41aの下端部分に外装されたスラストベアリング43が隣接配置されている。そして、このトラニオンシャフト41aの下端部分には、変速制御機構80を構成するプリセカム81が、上記スラストベアリング43に隣接してスプライン嵌合されていると共に、そのボス部の下面に当接した状態でトラニオンシャフト41aに装着されたサークリップ44により、該プリセカム81ないし上記変速ピストン73bが支持されている。

【0029】一方、第2トラニオン39側の第2油圧シリンダ72における上部及び下部油圧室72a、72bについても、それぞれトラニオンシャフト41bに遊嵌合された環状の変速ピストン74a、74bが内挿されている。そして、この場合においても、上部油圧室72aに内挿された変速ピストン74aと上記第2トラニオン39の下端との間にはスラストベアリング42が介装されている。また、上記下部油圧室72bに内挿された変速ピストン74bの下面には、上記トラニオンシャフト41bの下端部分に外装されたスラストベアリング43が隣接配置されていると共に、このスラストベアリング43に隣接配置されたカラー45の下端に当接した状態でトラニオンシャフト41bにサークリップ44を装着することにより、該カラー45ないし上記変速ピストン74bが支持されている。

【0030】したがって、例えば第1油圧シリンダ71における上部油圧室71aの作動圧を下部油圧室71bの作動圧よりも相対的に高くすれば、上部油圧室71aに内挿された変速ピストン73aにより第1トラニオン38が押し上げられて上方へスライドすることになる。これに対して、上記上部油圧室71aの作動圧を下部油圧室71bの作動圧よりも相対的に低くすれば、下部油圧室71bに内挿された変速ピストン73bによりトラニオンシャフト41aが押し下げられることになり、そ

れに伴って第1トラニオン38が下方へスライドすることになる。

【0031】次に、第1トロイダル変速ユニット31における上記第1、第2油圧シリンダ71、72の各油圧室に対する作動圧の給排を制御することにより変速比を変化させる上記変速制御機構80の構成について説明する。

【0032】すなわち、上記仕切壁64の下面には、中間ボディ69を介して上記第1、第2油圧シリンダ71、72に対する作動圧の給排を切り換える変速制御バルブ82のバルブボディ83が固定されている。このバルブボディ83内にはスリーブ84が軸方向に移動可能に挿通されていると共に、該スリーブ84内にスプール85が軸方向に移動可能に挿通されている。

【0033】上記オイルパン68の側壁部にはステッピングモータ86が固定されていると共に、該ステッピングモータ86の回転軸86aに回転運動を往復運動に変換する変換機構87が連動連結されている。そして、この変換機構87に上記スリーブ84の基端側が連結されている。したがって、ステッピングモータ86を回転駆動すれば、上記スリーブ84が軸方向に進退することになる。

【0034】一方、上記変速制御バルブ82の前方には揺動自在に支持されたL形リンク88が配置されている。このL形リンク88の一端側は、上記第1トラニオン38におけるトラニオンシャフト41aの下端部分に固設されたプリセカム81のカム面に対接配置されると共に、該リンク88の他端側が上記スプール85の先端側に係合されている。そして、該スプール85の基端側にはスプリング89が配置されており、このスプリング89の付勢力により、該スプール85の先端側がL形リンク88に当接するように付勢される。

【0035】このような構成によれば、定常状態においては、変速制御バルブ82におけるスプール85の先端側にL形リンク88を介して作用する押付力と、該スプール85の基端側に作用するスプリング89による押付力とがバランスして、上記第1、第2油圧シリンダ71、72に対する作動圧の給排が停止された状態で保持されるようになっている。

【0036】そして、上記ステッピングモータ86を駆動して、例えばスリーブ84を図3における図面上の右側(a方向)に移動したとすると、図示しない油圧源からのライン圧が、上記第1油圧シリンダ71における下部油圧室71bと第2油圧シリンダ72における上部油圧室72aとに導かれる一方、第1油圧シリンダ71における上部油圧室71a及び第2油圧シリンダ72における下部油圧室72bの作動圧が排圧されることになる。これにより、上記第1トロイダル変速ユニット31における第1トラニオン38が下方へスライドし、また第2トラニオン39が上方にスライドすることになり、

第1、第2トラニオン38、39に取り付けたパワーローラ35、35の接触位置が変化することによって傾転力が発生する。その場合に、例えば入力ディスク33が図3における反時計回りのb方向に回転しているものとすると、第1トラニオン38側のパワーローラ35は図1におけるc方向に回転し、また第2トラニオン39側のパワーローラ35はd方向に回転することになる。これにより、第1トロイダル変速ユニット31における入、出力ディスク33、34間の変速比(減速比)が増大することになる。

【0037】そして、上記パワーローラ35の傾転に伴う第1トラニオン38の3次元的な変位がトラニオンシャフト41aの上下方向の変位として変換され、その変位がブリセカム81を介してL形リンク88に伝達されて、該リンク88を図3における時計回りの方向(e方向)へ回転させる。したがって、スプール85がスプリング89の付勢力に抗して右側(f方向)へ移動すると共に、該スプール85がスリーブ84の移動量だけ移動したときに、その移動が停止して変速制御が終了する。これにより、上記ステッピングモータ86の操作量

に応じた所定の目標変速比が実現されることになる。【0038】その場合に、トラニオンセンターに対してパワーローラセンターが出力ディスク34側に偏倚していると、パワーローラに変速比を増大させる方向に傾転モーメントが作用することになり、その傾転モーメントを打ち消すために変速制御機構80が増速側に作動することになって、動力が徒に消費されることになるのである。

【0039】そこで、この実施例においては上記第1、第2トロイダル変速ユニット31、32を構成するパワーローラ35を、例えば図4に拡大して示すように、変速比が1で無負荷のイニシャルセット状態において、パワーローラセンターCがトラニオンセンターOに対して入力ディスク側に所定のオフセット量zだけずらして配置している。

【0040】なお、この実施例においては、図2に示すように、上記中間ディスク36が分離可能に配置された第1、第2部材36a、36bで構成されていると共に、これら両部材36a、36b間にディッシュプレート48が介設されている。

【0041】次に、例えばオフセット量zを例えば-0.5mmに設定した場合を例に実施例の作用を説明する。ここで、符号は、トラニオンセンターOに対して出力ディスク側を(+)、入力ディスク側を(-)と規定する。

【0042】すなわち、変速比が1で無負荷のイニシャルセット状態においては、図5に示すように、入力側及び出力側接触点Pi、Poの移動はない。この状態から、減速側(減速比=2.4)にパワーローラを傾転させると、図6に示すように、エッジのある位置と逆方向

に各接触点Pi、Poが移動する。

【0043】このようにパワーローラを傾転させた状態において、最大負荷を印加すると、出力ディスクやトラニオンなどの変形によって、図7に示すようにパワーローラセンターCが出力ディスク方向に変位し、それに伴って入力側及び出力側接触点Pi、Poがエッジ側に移動することになる。その場合に、出力ディスクやトラニオンの変形量に対して、パワーローラセンターCや入力側及び出力側接触点Pi、Poの絶対的な移動量は従来と変わりはないが、パワーローラセンターCが予め入力ディスク側にオフセットされていることから、トラニオンセンターOに対する偏倚量xはオフセットのない状態と比べて小さくなる。これにより、エッジ側への入力側及び出力側接触点Pi、Poの移動が抑制されることになって、例えば入力側接触点Piを中心とする接触楕円部Siにパワーローラのエッジ境界線yが入り込むことはない。

【0044】また、トラニオンセンターOに対するパワーローラセンターCの偏倚量xがオフセットのない状態と比べて小さくなることから、パワーローラに作用する傾転モーメントMも低減することになる。

【0045】比較例として、オフセット量zを例えば+0.5mmに設定した場合を説明する。

【0046】つまり、イニシャルセット状態に対して、減速側(減速比=2.4)にパワーローラを傾転させると、図8に示すように、入力側及び出力側接触点Pi、Poがエッジの方向に移動する。

【0047】そして、この状態において、最大負荷を印加すると、図9に示すようにパワーローラセンターCが出力ディスク方向に変位し、それに伴って入力側及び出力側接触点Pi、Poがさらにエッジ側に移動することになって、例えば入力側接触点Piを中心とする接触楕円部Siにパワーローラのエッジ境界線yが入り込むと共に、パワーローラの傾転モーメントMも大きくなってしまう。

【0048】図10は無負荷状態におけるオフセット量と入力ディスクの移動量との関係を示す特性図である。

【0049】この特性図からも明らかなように、オフセット量zが大きくなるほどイニシャルセット状態における入力ディスク移動量が大きくなることから、ディッシュプレート48で吸収するストローク量を大きくする必要がある。また、次の表1に示すように、オフセット量zを-1.0mmに設定した場合には、最大負荷における傾転モーメントは大きく低減されることになるが、常用域の部分負荷において逆方向の傾転モーメントが大きく作用する。したがって、オフセット量zは-0.1~-0.5mm程度が望ましい。

【0050】

【表1】

| オフセット量 (mm) | 傾転モーメント (Kg・m) | |
|----------------|----------------|-------|
| | 最大負荷 | 部分負荷 |
| -0.5 | 2.673 | -0.08 |
| -1.0 | -0.8 | -2.79 |

【0051】

【発明の効果】以上のように本発明によれば、高負荷減速域において出力ディスクやトラニオンなどが変形することによりパワーローラの回転中心が出力ディスク側に移動したとしても、パワーローラの回転中心が、イニシャルセット状態において傾転中心に対して入力ディスク側にオフセットしていることから、傾転中心に対するパワーローラの回転中心の実際の偏倚量が少なくなり、これによって例えば入力ディスクとパワーローラとの間の接触点のパワーローラのエッジ側への移動が抑制され、パワーローラのエッジ部が入力ディスクに乗り上げることが防止されることになって、パワーローラなどの耐久性が向上することになる。また、傾転中心に対するパワーローラの回転中心の偏倚量が少なくなることから、パワーローラに作用する傾転モーメントが軽減されることになって、動力損失も低減されることになる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 実施例に係る自動車のパワートレインを示す骨子図である。

【図2】 トロイダル型無段変速機の断面図である。

【図3】 図2におけるA-A線よりみた第1トロイダル変速ユニットの断面図である。

【図4】 トロイダル変速ユニットの要部拡大断面図である。

【図5】 オフセット量を-0.5mmに設定した場合のイニシャルセット状態における幾何学的解析結果を示す模式図である。

【図6】 同じくパワーローラを減速側に傾転させたとき

きの無負荷状態における幾何学的解析結果を示す模式図である。

【図7】 同じくパワーローラを減速側に傾転させたときの最大負荷状態における幾何学的解析結果を示す模式図である。

【図8】 オフセット量を+0.5mmに設定した場合にパワーローラを減速側に傾転させたときの無負荷状態における幾何学的解析結果を示す模式図である。

【図9】 同じくパワーローラを減速側に傾転させたときの最大負荷状態における幾何学的解析結果を示す模式図である。

【図10】 無負荷状態におけるオフセット量と入力ディスクの移動量との関係を示す特性図である。

【図11】 従来の問題点を示すトロイダル変速ユニットの模式図である。

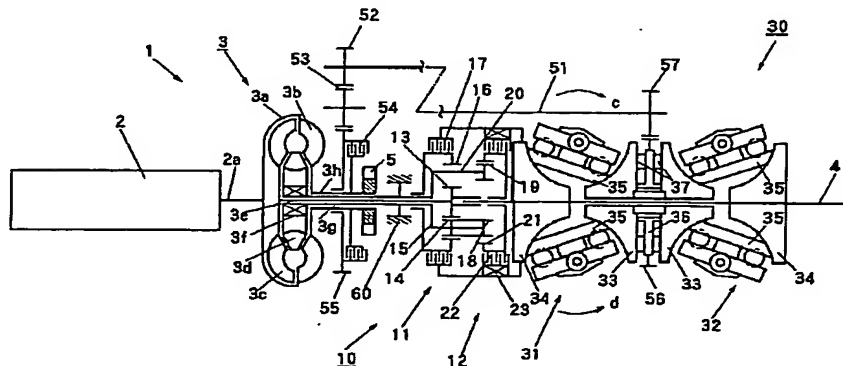
【図12】 接触点の移動のメカニズムを示す模式図である。

【図13】 従来におけるパワーローラを減速側に傾転させたときの最大負荷状態における幾何学的解析結果を示す模式図である。

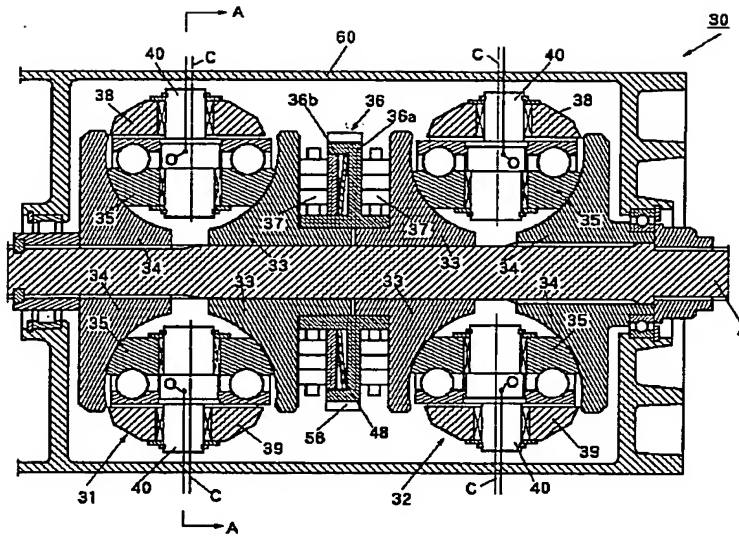
【符号の説明】

- 30 トロイダル型無段変速機
- 33 入力ディスク
- 34 出力ディスク
- 35 パワーローラ
- 38, 39 トラニオン
- O トラニオンセンター
- C パワーローラセンター

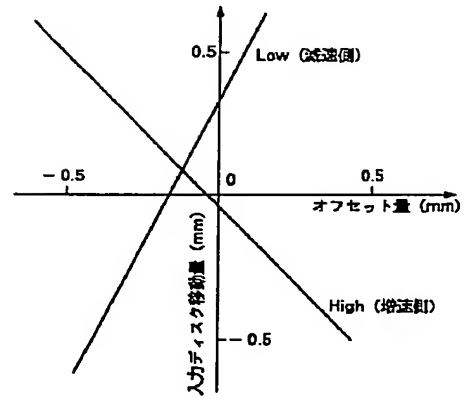
【図1】



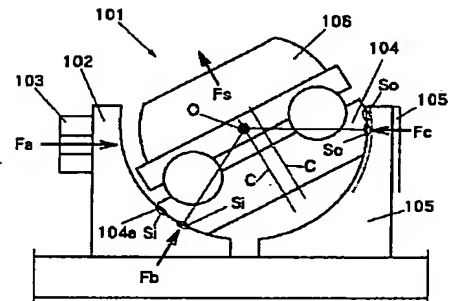
【図 2】



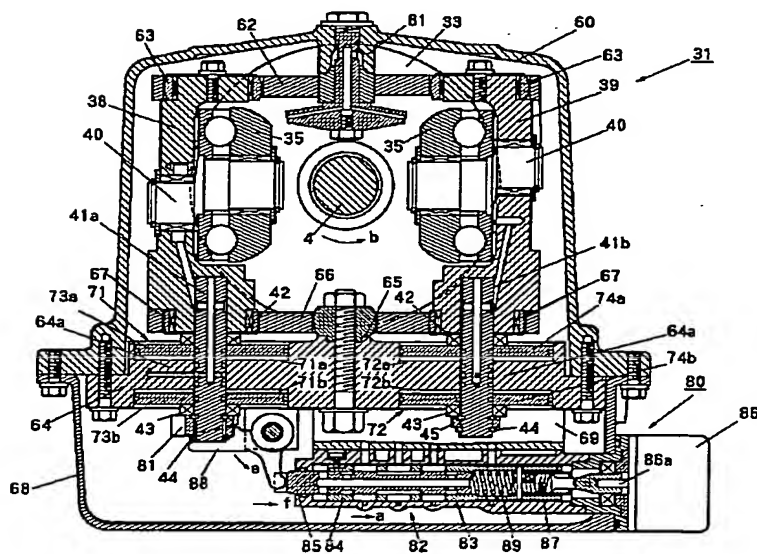
【図 10】



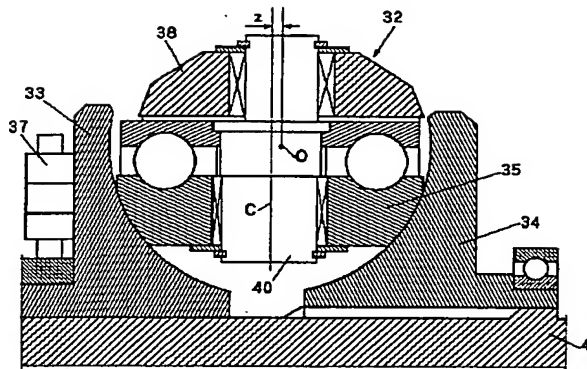
【図 11】



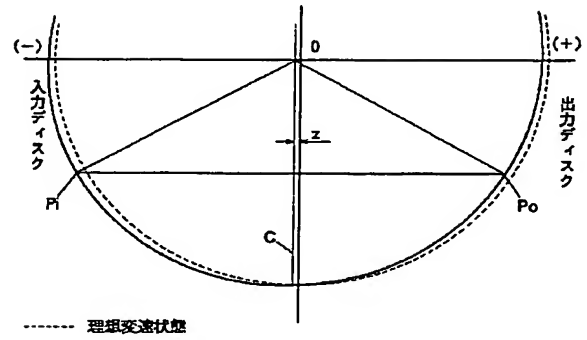
【図 3】



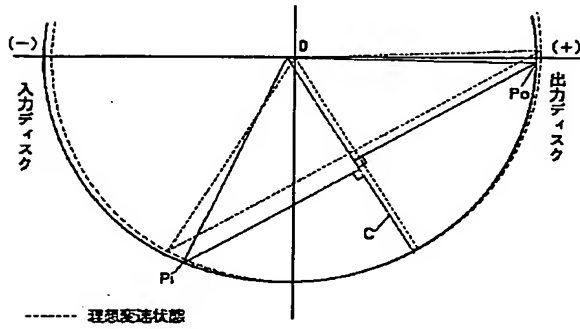
【図4】



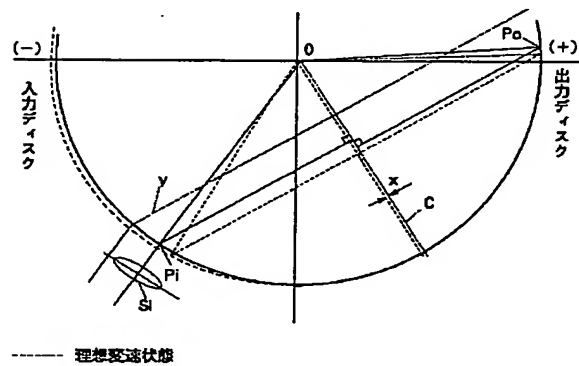
【図5】



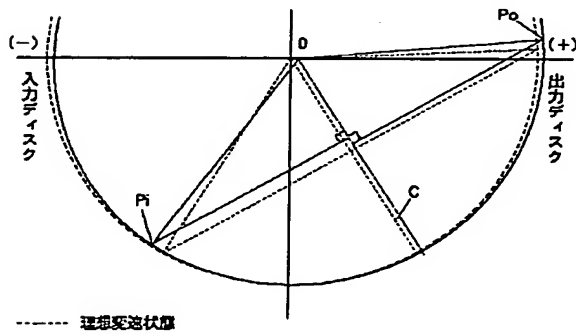
【図6】



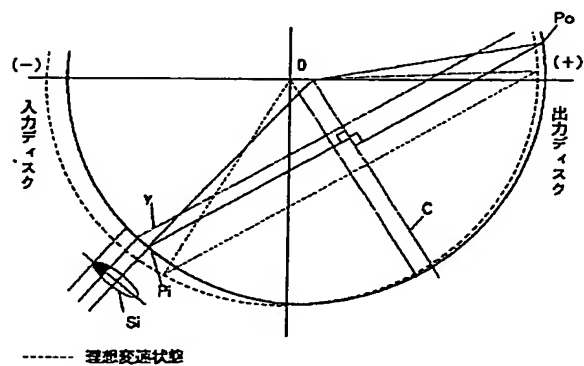
【図7】



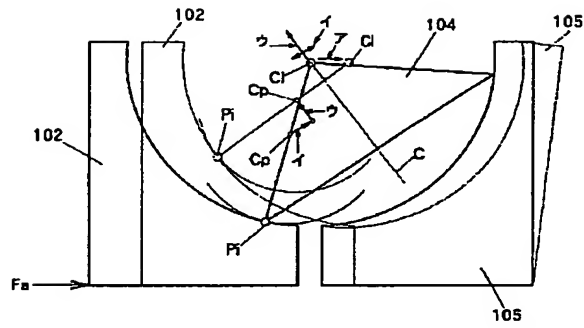
【図8】



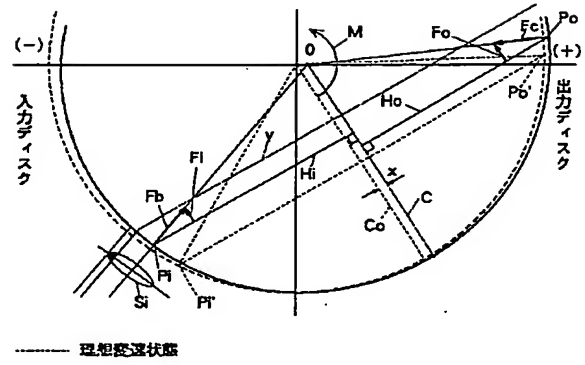
【図9】



【図12】



【図13】



* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] The input disk and output disk by which opposite arrangement was carried out on the same axle, and the power roller arranged possible [tilting] in the pressure-welding condition among both disks, Are the toroidal mold nonstep variable speed gear which has the trunnion supported for this power roller, enabling free rotation, and a change gear ratio sets [the center of rotation of the above-mentioned power roller] in the no-load initial set condition by 1. The toroidal mold nonstep variable speed gear characterized by being arranged in the condition of having been offset to the **** core at the input disk side.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Industrial Application] This invention relates to the supporting structure of the power roller arranged in the state of a pressure welding between a toroidal mold nonstep variable speed gear especially close, and an output disk.

[0002]

[Description of the Prior Art] The toroidal mold nonstep variable speed gear is known as a change gear carried in an automobile etc. As this toroidal mold nonstep variable speed gear is shown in JP,1-193454,A The input disk into which engine power is inputted, and the output disk by which opposite arrangement was carried out on the same axle at this input disk, By having the single or two or more toroidal gear change units which have the power roller arranged possible [tilting] where a pressure welding is carried out to both disks between this output disk and the above-mentioned input disk, and carrying out tilt of the above-mentioned power roller Although it constitutes so that the contact location of the power roller to both disks may be changed and a change gear ratio may be changed to a stepless story In this kind of toroidal mold nonstep variable speed gear For example, by changing turning effort into the thrust force and transmitting to an input disk side by the loading cam Big pressing force is given between the contact surfaces of an input disk and an output disk, and a power roller, it considers as a high planar pressure condition, and power is transmitted by the traction oil which changes to a vitreous state.

[0003]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] By the way, it sets to this kind of toroidal nonstep variable speed gear. In order to resist the pressing force reaction force which acts from a torque reaction force and disk side and to support a power roller While supporting a power roller free [rotation] using the supporter material called a trunnion In order to carry out tilt of the power roller, the direction which intersects a trunnion perpendicularly with a field including the revolving shaft of a power roller and the revolving shaft of close and an output disk is supported free [rotation] as an axial center (henceforth a trunnion pin center,large). In that case, in the former, since both relation was set up so that the center of rotation (henceforth a power roller pin center,large) of the power roller in an initial set condition (no-load, a reduction gear ratio = 1) might pass along a trunnion pin center,large, it became clear that especially a change gear ratio produced following un-arranging in a large moderation region.

[0004] That is, if the pressing force of Fa shall act through the loading cam 103 to the input disk 102 which constitutes the toroidal gear change unit 101 as shown, for example in drawing 11 , to the power roller 104, pressing force Fc will act [pressing force Fb] through the contact ellipse section So with the output disk 105 through the contact ellipse section Si with the input disk 102, respectively. And it will act on the trunnion 106 to which the resultant force Fs of such pressing force Fb and Fc supports the above-mentioned power roller 104. In that case, when transfer torque is large, the pressing force Fb and Fc which acts on the power roller 104 from close and the output disk 102,105, and the trunnion 106 which supports the power roller 104 while the output disk 105 deforms like a two-dot chain line in fact

since it becomes large will deform towards the above-mentioned resultant force F_s . Therefore, as a two-dot chain line shows from the condition of a dashed line that the power roller pin center, large C passes along the trunnion pin center, large O, it will deflect to the output disk 105 side, and the input disk 102 and the output disk 105, the power roller 104, and each contact ellipse sections S_i and S_o of a between move to the condition which shows according to a two-dot chain line from the ideal gear change condition shown with a dashed line.

[0005] That is, as shown in drawing 12, the input-side point of contact P_i between the input disk 102 and the power roller 104 exists on the line which connects the center of curvature C_i of the input disk 102, and the center of curvature C_p of the power roller 4, if it sees geometrically.

[0006] In that case, since it will move to shaft orientations as the input disk 102 shows by the two-dot chain line by the pressing force F_a which acts from the loading cam 103 if the output disk 105 deforms like a two-dot chain line, as sign (a) also shows the center of curvature C_i of the input disk 102 in connection with it, it moves to shaft orientations. On the other hand, since the above-mentioned power roller 104 is supported free [migration in a perpendicular direction] to the power roller pin center, large C as sign (b) shows in order to make the pressing force between close and an output equate, it will move in the direction which compounded the deformation direction of the trunnion 106 shown by the above-mentioned migration direction (b) and sign (c) in the center of curvature C_p of the power roller 4 after deformation.

[0007] Therefore, the input-side point of contact P_i between the input disk 102 and the power roller 104 will move to up to the line which connects the center of curvature C_i of the input disk 102 and the center of curvature C_p of the power roller 104 after deformation as a two-dot chain line shows.

[0008] For this reason, since it runs aground on the input disk 102, and endurance is reduced, or the power roller pin center, large C shifts from the trunnion pin center, large O as mentioned above, the big **** moment acts on the power roller 105, and edge section 104a of the power roller 104 causes power loss.

[0009] This is supported by the geometric analysis result shown in drawing 13.

[0010] That is, when you impress the maximum load in the condition of a predetermined reduction gear ratio (for example, 2.4), suppose that the power roller pin center, large C carried out the parallel displacement only of the distance x to the output disk side to the power roller pin center, large C_o in the ideal gear change condition shown with a broken line. in this case -- an input -- a disk -- power -- a roller -- between -- an input side -- a point of contact -- P_i -- an ideal -- gear change -- a condition -- it can set -- an input side -- a point of contact -- P_i -- ' -- receiving -- a clockwise rotation -- moving -- moreover -- an output -- a disk -- power -- a roller -- between -- an output side -- a point of contact -- P_o -- an ideal -- gear change -- a condition -- it can set -- an output side -- a point of contact -- P_o -- ' -- receiving -- a counterclockwise rotation -- moving . In that case, since the movement magnitude of an input disk is large, the input-side point of contact P_i will move greatly, and the edge boundary line y of a power roller will enter into the contact ellipse section S_i of the input side centering on this point of contact P_i .

[0011] Moreover, when the vertical component which met in the direction of a power roller pin center, large of the pressing force F_b by the side of an input disk is set to F_i and the vertical component which met in the direction of a power roller pin center, large of the pressing force F_c by the side of an output disk is set to F_o , since the amount of deflections of the power roller pin center, large C is x , the **** moment M which acts on a power roller is expressed with the following relational expression (1).

[0012]

$$M = (F_i + F_o) \cdot x \quad (1)$$

In that case, if the perpendicular which took down the perpendicular taken down from the input-side point of contact P_i to the power roller pin center, large C from H_i and the output side point of contact P_o to the power roller pin center, large C is set to H_o Since the guide peg of Perpendicular H_i approaches the trunnion pin center, large side set as the zero 0 rather than the guide peg of Perpendicular H_o , both the above-mentioned pressing force F_b and F_c becomes [the vertical component F_i of the pressing force F_b by the side of an equal, then an input disk] smaller than the vertical component F_o of the pressing force F_c by the side of an output disk mostly. Therefore, as sign (**) shows, the **** moment M of the

counterclockwise rotation centering on a zero 0 (trunnion pin center, large O) will arise.

[0013] And the movement magnitude and the **** moment of these points of contact become so large that the deformation of an output disk or a trunnion becomes large.

[0014] The input disk and output disk with which opposite arrangement of this invention was carried out on the same axle, In the toroidal mold nonstep variable speed gear which has the power roller arranged possible [tilting] in the pressure-welding condition among both disks, and the trunnion supported for this power roller, enabling free rotation It is a thing coping with the above-mentioned problem resulting from deformation of an output disk, a trunnion, etc. While preventing that the edge section of a power roller runs aground on a disk and raising the endurance of a power roller etc., it aims at making the power loss produced when the big **** moment acts on a power roller mitigate.

[0015]

[Means for Solving the Problem] Namely, the input disk and output disk with which opposite arrangement of the invention concerning this application was carried out on the same axle, In the toroidal mold nonstep variable speed gear which has the power roller arranged possible [tilting] in the pressure-welding condition among both disks, and the trunnion supported for this power roller, enabling free rotation It is characterized by having arranged in the condition that the change gear ratio made the center of rotation of the above-mentioned power roller offset to an input disk side to the **** core in a no-load initial set condition by 1.

[0016]

[Function] According to the above-mentioned configuration, the following operations are acquired.

[0017] When an output disk, a trunnion, etc. deform in a heavy load moderation region, even if the center of rotation of a power roller moves to an output disk side The center of rotation of a power roller from having offset to the input disk side to a **** core in an initial set condition The actual amount of deflections of the center of rotation of the power roller to a **** core decreases. The migration by the side of the edge of the power roller of the point of contact between for example, an input disk and a power roller will be controlled by this, it will be prevented that the edge section of a power roller runs aground on an input disk, and the endurance of a power roller etc. will improve by it. Moreover, since the amount of deflections of the center of rotation of the power roller to a **** core decreases, the **** moment which acts on a power roller will be mitigated, and power loss will also be reduced.

[0018]

[Example] Hereafter, the example of this invention is explained based on a drawing.

[0019] As shown in drawing 1 and drawing 2, the power train 1 of the automobile concerning this example An engine 2 and the torque converter 3 connected with engine output-shaft 2a, It has the reduction gear 10 with which the output of this torque converter 3 is transmitted, and the toroidal mold nonstep variable speed gear 30 into which rotation of the above-mentioned engine 2 is inputted. The output of the above-mentioned reduction gear 10 or the toroidal mold nonstep variable speed gear 30 or the both output is transmitted to a driving wheel (not shown) through an output shaft 4.

[0020] Casing 3a and pump 3b of one by which the above-mentioned torque converter 3 was connected with engine output-shaft 2a, Turbine shaft 3e which has stator 3d interposed in this pump 3b between turbine 3c by which opposite arrangement was carried out, and this turbine 3c and the above-mentioned pump 3b, and the above-mentioned turbine 3c and really rotates, The 3g of the 1st hollow shaft which outer fitting was carried out to this turbine shaft 3e, and the above-mentioned stator 3d was connected with the end through one-way clutch 3f, and was made into one at the change gear casing 60 is connected with the above-mentioned reduction gear 10. Furthermore, the oil pump 5 is formed in the axis end section of the 3h of the 2nd hollow shaft by which outer fitting was carried out to the 3g of the 1st hollow shaft of the above, and the end was connected with the above-mentioned casing 3a, and this oil pump 5 drives with the above-mentioned engine 2 through casing 3a.

[0021] And the above-mentioned reduction gear 10 has the 1st epicyclic gear device 11 and the 2nd epicyclic gear device 12 by which serial arrangement was carried out on the above-mentioned turbine shaft 3e and the same axle, and the 1st epicyclic gear device 11 arranged at the engine 2 side is carried out to retreat, and the 2nd epicyclic gear device 12 is carried out to advance. It has the sun gear 13

combined with the above-mentioned turbine shaft 3e, the above-mentioned 1st epicyclic gear device 11 being used as a single pinion type. While the carrier 15 supported for the pinion 14 which gears to this sun gear 13, enabling free rotation is combined with the 3g of the 1st hollow shaft of the above fixed to the change gear casing 60. It connects with the above-mentioned output shaft 4 with which the ring wheel 16 which gears to the above-mentioned pinion 14 has been arranged on the same axis as turbine shaft 3e through the reverse clutch 17.

[0022] Moreover, while the inner pinion 18 is united with the pinion 14 of the above-mentioned 1st epicyclic gear device 11, the above-mentioned 2nd epicyclic gear device 12 being used as a double pinion type, the sun gear 13 of this 1st epicyclic gear device 11 is shared by the sun gear of the 2nd epicyclic gear device 12. Moreover, it unites with the carrier 15 of the above-mentioned 1st epicyclic gear device 11, and the carrier 20 which carries out fixed support of the above-mentioned inner pinion 18 and the outer pinion 19 is being fixed to the change gear casing 60 through the 3g of the 1st hollow shaft. Furthermore, the ring wheel 21 which constitutes this 2nd epicyclic gear device 12 is connected with the above-mentioned output shaft 4 through the forward clutch 22 and the one-way clutch 23. Therefore, when the above-mentioned reverse clutch 17 is concluded, the output of turbine shaft 3e is transmitted to the above-mentioned output shaft 4 through the 1st epicyclic gear device 11, and carries out the rotation drive of this output shaft 4 in the retreat direction. Moreover, when the forward clutch 22 is concluded, the output of the above-mentioned turbine shaft 3e is transmitted to the above-mentioned output shaft 4 through the 2nd epicyclic gear device 12, and carries out the rotation drive of this output shaft 4 in the advance direction.

[0023] On the other hand, the above-mentioned toroidal mold nonstep variable speed gear 30 has the 1st and 2nd toroidal gear change units 31 and 32 of the pair arranged on the above-mentioned output shaft 4 at the serial. The input disk 33 which these toroidal gear change units 31 and 32 are considered as the same configuration, and was prepared free [rotation] to this shaft 4 on the above-mentioned output shaft 4. Opposite arrangement is carried out at each input disk 33, and it has the power rollers 35 and 35 of the pair arranged possible [rotation and tilting] where both the disks 33 and 34 are contacted, respectively between an output shaft 4, the output disk 34 which really rotates, and this output disk 34 and the input disk 33.

[0024] and -- between the input disk 33 in the above-mentioned 1st and 2nd toroidal gear change units 31 and 32, and 33 -- these input disks 33 -- receiving -- relativity -- while the middle disk 36 made pivotable is arranged, two or more loading cams 37--37 are infixed between this middle disk 36 and each input disks 33 and 33, respectively. The pressing force to each input disk 33 by each cam 37 increases, so that the input torque as which these loading cams 37--37 are inputted into each input disk 33 becomes large.

[0025] Furthermore, the input shaft 51 for inputting the output of an engine 2 into each input disk 33 through the above-mentioned middle disk 36 is arranged in parallel with the above-mentioned output shaft 4. While the 1st gear 52 was formed in the edge located in the torque-converter 3 side of this input shaft 51 and this 1st gear 52 has geared on the middle gear 53, this middle gear 53 has geared to the output gear 55 connected to the 3h of the 2nd hollow shaft of the above through the power distribution clutch 54. Moreover, the 2nd gear 57 which gears with the above-mentioned middle disk 36 to the input gear 56 formed in one is formed in the other-end section of the above-mentioned input shaft 51 in one. therefore, when the above-mentioned power distribution clutch 54 is concluded It is inputted into each input disks 33 and 33 with which the output of an engine 2 constitutes the 1st and 2nd toroidal gear change units 31 and 32 in the toroidal mold nonstep variable speed gear 30 through an input gear 56. Rotation of each input disks 33 and 33 changes gears with the predetermined change gear ratio (reduction gear ratio) according to the tilt include angle of each power roller 35--35, and it is transmitted to each output disks 34 and 34.

[0026] Next, the configuration of the 1st and 2nd toroidal gear change units 31 and 32 which constitute the toroidal mold nonstep variable speed gear 30 is explained still more concretely. In addition, since it is the same configuration as described above, the 1st toroidal gear change unit 31 and the 2nd toroidal gear change unit 32 are explained on behalf of the 1st toroidal gear change unit 31.

[0027] That is, the 1st and 2nd trunnion 38 and 39 arranged in the vertical direction as shown in drawing 3 is formed in the 1st toroidal gear change unit 31, and the power rollers 35 and 35 are supported by these trunnions 38 and 39 respectively free [rotation] through eccentric shafts 40 and 40. In the supporter material 62 attached in the change gear casing 60 through the link post 61 While the upper limit section of the 1st and 2nd trunnion 38 and 39 of the above is supported free [rotation] through spherical bearing 63 and 63, respectively The lower limit section of the 1st and 2nd trunnion 38 and 39 of the above is supported free [rotation] through spherical bearing 67 and 67 by the supporter material 66 attached in the bridge wall 64 of the change gear casing 60 and one through the link post 65, respectively. And the trunnion shafts 41a and 41b extended in the direction which intersects perpendicularly with the above-mentioned output shaft 4 are attached in the 1st and 2nd trunnion 38 and 39 respectively in one. The tip side of these trunnion shafts 41a and 41b is projected to the lower space which penetrated the above-mentioned bridge wall 64, respectively, and was covered with the oil pan mechanism 68.

[0028] Moreover, the 1st and 2nd oil hydraulic cylinder 71 and 72 for making the 1st and 2nd trunnion 38 and 39 slide up and down is formed in the above-mentioned bridge wall 64. These oil hydraulic cylinders 71 and 72 are divided into the up oil pressure rooms 71a and 72a and the lower oil pressure rooms 71b and 72b by the septum sections 64a and 64a formed in the bridge wall 64, respectively. Among these, interpolation of the annular gear change pistons 73a and 73b ***** (ed) by trunnion shaft 41a, respectively is carried out to the upper part and the lower oil pressure rooms 71a and 71b in the 1st oil hydraulic cylinder 71 by the side of the 1st trunnion 38. And thrust bearing 42 is infixed between gear change piston 73a by which interpolation was carried out to up oil pressure room 71a, and the lower limit of the 1st trunnion 38 of the above. Moreover, contiguity arrangement of the thrust bearing 43 by which sheathing was carried out to the lower limit part of the above-mentioned trunnion shaft 41a is carried out on the inferior surface of tongue of gear change piston 73b by which interpolation was carried out to the above-mentioned lower oil pressure room 71b. And while spline fitting of plisse Society for Cutting Up Men 81 which constitutes the gear change controlling mechanism 80 is adjoined and carried out to the above-mentioned thrust bearing 43, this plisse Society for Cutting Up Men 81 thru/or the above-mentioned gear change piston 73b are supported by the lower limit part of this trunnion shaft 41a with the circlip 44 with which trunnion shaft 41a was equipped where the inferior surface of tongue of that boss section is contacted.

[0029] On the other hand, interpolation of the annular gear change pistons 74a and 74b ***** (ed) by trunnion shaft 41b, respectively is carried out also with the upper part and the lower oil pressure rooms 72a and 72b in the 2nd oil hydraulic cylinder 72 by the side of the 2nd trunnion 39. And between gear change piston 74a by which interpolation was carried out to up oil pressure room 72a, and the lower limit of the 2nd trunnion 39 of the above, thrust bearing 42 is infixed also in this case. Moreover, while contiguity arrangement of the thrust bearing 43 by which sheathing was carried out to the lower limit part of the above-mentioned trunnion shaft 41b is carried out, this color 45 thru/or the above-mentioned gear change piston 74b are supported by the inferior surface of tongue of gear change piston 74b by which interpolation was carried out to the above-mentioned lower oil pressure room 72b by equipping this thrust bearing 43 with a circlip 44 at trunnion shaft 41b, where the lower limit of the color 45 by which contiguity arrangement was carried out is contacted.

[0030] If it follows, for example, working pressure of up oil pressure room 71a in the 1st oil hydraulic cylinder 71 is relatively made higher than the working pressure of lower oil pressure room 71b, the 1st trunnion 38 will be pushed up by gear change piston 73a by which interpolation was carried out to up oil pressure room 71a, and it will slide upwards. On the other hand, if working pressure of the above-mentioned up oil pressure room 71a is relatively made lower than the working pressure of lower oil pressure room 71b, trunnion shaft 41a will be depressed by gear change piston 73b by which interpolation was carried out to lower oil pressure room 71b, and the 1st trunnion 38 will slide below in connection with it.

[0031] Next, by controlling the feeding and discarding of the working pressure to each oil pressure room of the 1st and 2nd oil hydraulic cylinder 71 and 72 of the above in the 1st toroidal gear change unit 31

explains the configuration of the above-mentioned gear change controlling mechanism 80 to which a change gear ratio is changed.

[0032] That is, the valve body 83 of the gear change control bulb 82 which switches the feeding and discarding of the working pressure to the 1st and 2nd oil hydraulic cylinder 71 and 72 of the above through the middle body 69 is being fixed to the inferior surface of tongue of the above-mentioned bridge wall 64. While the sleeve 84 is inserted in movable in this valve body 83 at shaft orientations, the spool 85 is inserted in movable to shaft orientations in this sleeve 84.

[0033] While the stepping motor 86 is being fixed to the side-attachment-wall section of the above-mentioned oil pan mechanism 68, interlocking connection of the translator 87 which changes rotation into a reciprocating motion at revolving-shaft 86a of this stepping motor 86 is carried out. And the end face side of the above-mentioned sleeve 84 is connected with this translator 87. Therefore, if the rotation drive of the stepping motor 86 is carried out, the above-mentioned sleeve 84 will move to shaft orientations.

[0034] The L form link 88 supported on the other hand free [rocking] ahead of the above-mentioned gear change control bulb 82 is arranged. While the end side of this L form link 88 is opposite-***** (ed) by the cam side of plisse Society for Cutting Up Men 81 fixed to the lower limit part of trunnion shaft 41a in the 1st trunnion 38 of the above, the other end side of this link 88 is engaging with the tip side of the above-mentioned spool 85. And the spring 89 is arranged at the end face side of this spool 85, and it is energized so that the tip side of this spool 85 may contact the L form link 88 according to the energization force of this spring 89.

[0035] According to such a configuration, in a steady state, the pressing force which acts on the tip side of the spool 85 in the gear change control bulb 82 through the L form link 88, and the pressing force by the spring 89 which acts on the end face side of this spool 85 balance, and where the feeding and discarding of the working pressure to the 1st and 2nd oil hydraulic cylinder 71 and 72 of the above are suspend, it is hold.

[0036] And supposing it drives the above-mentioned stepping motor 86, for example, moves a sleeve 84 to the right-hand side on the drawing in drawing 3 (the direction of a) While the line pressure from the hydraulic power unit which is not illustrated is led to lower oil pressure room 71b in the 1st oil hydraulic cylinder 71 of the above, and up oil pressure room 72a in the 2nd oil hydraulic cylinder 72 Exhaust gas pressure of the working pressure of up oil pressure room 71a in the 1st oil hydraulic cylinder 71 and lower oil pressure room 72b in the 2nd oil hydraulic cylinder 72 will be carried out. By this, the 1st trunnion 38 in the above-mentioned 1st toroidal gear change unit 31 will slide below, and the 2nd trunnion 39 will slide up, the contact location of the power rollers 35 and 35 attached in the 1st and 2nd trunnion 38 and 39 will change, and ***** occurs. In that case, when the input disk 33 shall rotate in the direction of b of the counterclockwise rotation in drawing 3 , for example, the power roller 35 by the side of the 1st trunnion 38 will rotate in the direction of c in drawing 1 , and will rotate the power roller 35 by the side of the 2nd trunnion 39 in the direction of d. By this, the change gear ratio between close [in the 1st toroidal gear change unit 31], the output disk 33, and 34 (reduction gear ratio) will increase.

[0037] And the three-dimension-variation rate of the 1st trunnion 38 accompanying **** of the above-mentioned power roller 35 is changed as a variation rate of the vertical direction of trunnion shaft 41a, the variation rate is transmitted to the L form link 88 through plisse Society for Cutting Up Men 81, and this link 88 is rotated in the direction of the clockwise rotation in drawing 3 (the direction of e).

Therefore, while spool 85 resists the energization force of a spring 89 and moves to right-hand side (the direction of f), when this spool 85 moves only the movement magnitude of a sleeve 84, the migration stops and gear change control is completed. By this, the predetermined target change gear ratio according to the control input of the above-mentioned stepping motor 86 will be realized.

[0038] In that case, if the power roller pin center, large is deflecting to the output disk 34 side to a trunnion pin center, large, the **** moment will act on a power roller in the direction which increases a change gear ratio, in order to negate the **** moment, the gear change controlling mechanism 80 will operate to an accelerating side, and power will be consumed by **.

[0039] Then, by 1, in a no-load initial set condition, the power roller pin center, large C shifted only the

predetermined amount z of offset to the input disk side to the trunnion pin center, large O , and the change gear ratio arranges so that the power roller 35 which constitutes the above-mentioned 1st and 2nd toroidal gear change units 31 and 32 in this example may be expanded to drawing 4 and may be shown. [0040] In addition, in this example, as shown in drawing 2, while the above-mentioned middle disk 36 consists of the 1st and the part II material 36a and 36b which have been arranged disengageable, the dish plate 48 is interposed between both [these] member 36a and 36b.

[0041] Next, an operation of an example is explained to an example for the case where the amount z of offset is set as -0.5mm , for example. Here, a sign specifies a (+) and input disk side for an output disk side as (-) to the trunnion pin center, large O .

[0042] That is, as a change gear ratio shows a no-load initial set condition to drawing 5 by 1, there is no migration of an input side and the output side points of contact P_i and P_o . From this condition, if a power roller is made to **** to a moderation side (reduction gear ratio = 2.4), as shown in drawing 6, each points of contact P_i and P_o will move to a location and hard flow with an edge.

[0043] Thus, in the condition of having made the power roller ****(ing), when the maximum load is impressed, according to deformation of an output disk, a trunnion, etc., as shown in drawing 7, the power roller pin center, large C will displace in the direction of an output disk, and an input side and the output side points of contact P_i and P_o will move to an edge side in connection with it. In that case, although the former and a change do not have the absolute movement magnitude of the power roller pin center, large C , an input side, and the output side points of contact P_i and P_o to the deformation of an output disk or a trunnion, since the power roller pin center, large C is offset beforehand at the input disk side, the amount x of deflections to the trunnion pin center, large O becomes small compared with the condition that there is no offset. Thereby, migration of the input side by the side of an edge and the output side points of contact P_i and P_o will be controlled, for example, the edge boundary line y of a power roller does not enter into the contact ellipse section S_i centering on the input-side point of contact P_i .

[0044] Moreover, since it becomes small compared with the condition that there is no offset of the amount x of deflections of the power roller pin center, large C to the trunnion pin center, large O , the **** moment M which acts on a power roller will be reduced.

[0045] As an example of a comparison, the case where the amount z of offset is set as $+0.5\text{mm}$ is explained.

[0046] That is, if a power roller is made to **** to a moderation side (reduction gear ratio = 2.4) to an initial set condition, as shown in drawing 8, an input side and the output side points of contact P_i and P_o will move in the direction of an edge.

[0047] And in this condition, if the maximum load is impressed, while the power roller pin center, large C will displace in the direction of an output disk as shown in drawing 9, an input side and the output side points of contact P_i and P_o will move to an edge side further in connection with it, for example, the edge boundary line y of a power roller will enter into the contact ellipse section S_i centering on the input-side point of contact P_i , the **** moment M of a power roller will become large.

[0048] Drawing 10 is the property Fig. showing the relation between the amount of offset in unloaded condition, and the movement magnitude of an input disk.

[0049] Since the input disk movement magnitude in an initial set condition becomes large so that also from this property Fig., and the amount z of offset becomes large, it is necessary to enlarge the amount of strokes absorbed with a dish plate 48. Moreover, although the **** moment in the maximum load will be greatly reduced when z is set as the amount of offset of -1.0mm as shown in the next table 1, in the partial load of a common region, the **** moment of hard flow acts greatly. Therefore, as for the amount z of offset, about -0.1 -- 0.5mm is desirable.

[0050]

[Table 1]

| オフセット量 (mm) | 傾転モーメント (Kg・m) | |
|----------------|----------------|--------|
| | 最大負荷 | 部分負荷 |
| - 0.5 | 2.673 | - 0.08 |
| - 1.0 | - 0.8 | - 2.79 |

[0051]

[Effect of the Invention] When an output disk, a trunnion, etc. deform in a heavy load moderation region, even if the center of rotation of a power roller moves to an output disk side as mentioned above according to this invention The center of rotation of a power roller from having offset to the input disk side to a **** core in an initial set condition The actual amount of deflections of the center of rotation of the power roller to a **** core decreases. The migration by the side of the edge of the power roller of the point of contact between for example, an input disk and a power roller will be controlled by this, it will be prevented that the edge section of a power roller runs aground on an input disk, and the endurance of a power roller etc. will improve by it. Moreover, since the amount of deflections of the center of rotation of the power roller to a **** core decreases, the **** moment which acts on a power roller will be mitigated, and power loss will also be reduced.

[Translation done.]

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☒ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☒ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.